

## Variable compression ration mechanism for reciprocating internal combustion engine

Patent Number: ■ [EP1197647](#), [A3](#)  
Publication date: 2002-04-17  
Inventor(s): MOTEKI KATSUYA (JP)  
Applicant(s): NISSAN MOTOR (JP)  
Requested Patent: ■ [JP2002115571](#)  
Application Number: EP20010124443 20011011  
Priority Number(s): JP20000311562 20001012  
IPC Classification: F02B75/04  
EC Classification: [F02B75/04C](#)  
Equivalents: ■ [US2002043228](#), ■ [US6491003](#)  
Cited Documents: [US2390558](#); [US4538557](#)

### Abstract

A variable compression ratio mechanism for a reciprocating internal combustion engine includes upper and lower links mechanically linking a piston pin of a piston to a crankpin, and a control link mechanically linking the lower link to an eccentric cam of a control shaft. Also provided is a control-shaft actuator capable of continuously reducing a compression ratio by driving the control shaft in a first rotational direction and of continuously increasing the compression ratio by driving the control shaft in a second rotational direction opposite to the first rotational direction, so that the compression ratio is controlled to a low value in accordance with an increase in engine speed and/or engine load. A distance from the center of the control shaft to a centerline of the control link, measured with the piston near top dead center, is dimensioned so that the distance continuously decreases as the compression ratio decreases.



Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2002-115571

(P2002-115571A)

(43)公開日 平成14年4月19日(2002.4.19)

(51)Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テ-マ-ト*(参考)
F 0 2 D 15/02		F 0 2 D 15/02	C 3 G 0 9 2
F 0 2 B 75/04		F 0 2 B 75/04	
	75/32		A
F 0 2 D 15/04		F 0 2 D 15/04	B

審査請求 未請求 請求項の数 8 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2000-311562(P2000-311562)

(22)出願日 平成12年10月12日(2000.10.12)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 茂木 克也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産

自動車株式会社内

(74)代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

Fターム(参考) 3G092 DD06 DD10 DG05 DG08 FA09

FA11 FA16 FA50 GA05 GA06

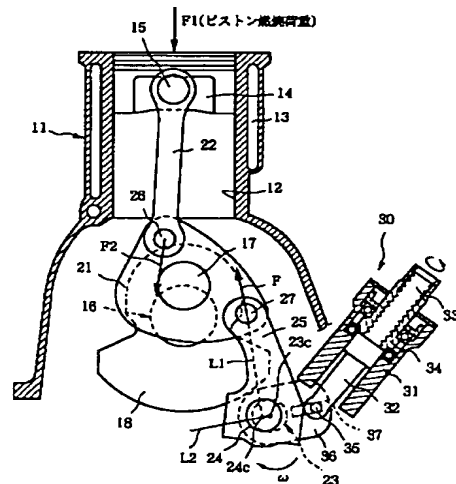
GA17 GA18

(54)【発明の名称】 内燃機関の可変圧縮比機構

(57)【要約】

【課題】 偏心カム24から制御軸23へ作用するトルクTの変動幅を抑制する。このトルクTにより低圧縮比側への切換応答性の向上を図る。

【解決手段】 ピストンピンとクランクピンとをアッパーリンクとロアーリンクとにより連携し、このロアーリンクと制御軸23の偏心カム24とを制御リンク25により連携する。制御軸23を低圧縮比側 $\omega$ へ回転すると、圧縮比が連続的に低くなる。機関回転数・機関負荷の増加に伴って圧縮比が低くなるように制御する。ピストン上死点近傍で、制御リンク中心線L1から制御軸中心23cまでの距離 $\Delta D$ を、機関圧縮比の低下に伴って連続的に短くする。



- 14...ピストン
- 15...ピストンピン
- 16...クランクシャフト
- 17...クランクピン
- 21...ロアーリンク
- 22...アッパーリンク
- 23...制御軸
- 24...偏心カム
- 25...制御リンク
- 30...アクチュエータ(駆動手段)
- 32...柱頭子
- 37...スリット

## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンのピストンピンとクランクシャフトのクランクピンとを機械的に連携する複数のリンクと、クランクシャフトと略平行に延びる制御軸と、この制御軸に偏心して設けられた偏心カムと、上記複数のリンクの一つに一端が連結されるとともに、上記偏心カムに他端が連結された制御リンクと、低回転低負荷時には圧縮比が高くなり、高回転高負荷時には圧縮比が低くなるように、上記制御軸を所定の制御範囲内で回転駆動するとともに所定の回転位置に保持する駆動手段と、を有し、上記制御軸が一方へ回転することにより圧縮比が連続的に低下又は増加する内燃機関の可変圧縮比機構において、ピストン上死点近傍で、制御リンクの一端と他端とを通る制御リンク中心線から制御軸の中心までの距離が、機関圧縮比の低下に伴って連続的に短くなることを特徴とする内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項2】 ピストン上死点近傍で、ピストン燃焼荷重に基づいて制御リンクから偏心カムへ作用する荷重の制御軸回りの回転方向成分が、制御軸の低圧縮比側への回転方向と同方向に設定されていることを特徴とする請求項1に記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項3】 最高圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線と、上記偏心カムの中心と制御軸の中心とを通る偏心方向線と、のなす角度が略90°となるように設定されていることを特徴とする請求項2に記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項4】 最低圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線から偏心カムの中心までの距離が略0となるように設定されていることを特徴とする請求項2又は3に記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項5】 上記複数のリンクが、一端がピストンピンに連結されるアッパーリンクと、このアッパーリンクの他端が連結されるとともに、上記クランクピンに連結されるロアーリンクと、を有し、このロアーリンクに制御リンクを介して上記制御軸の一端が連結されていることを特徴とする請求項1～4のいずれかに記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項6】 上記駆動手段が、上記制御軸と直交する方向に沿って往復駆動される往復子を有し、この往復子の先端に設けられるピンが、上記制御軸の一端に設けられる径方向スリットに摺動可能に嵌合しており、最高圧縮比の状態で、上記スリットの長手方向と往復子の往復方向とがほぼ直交することを特徴とする請求項1～5のいずれかに記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項7】 上記制御軸及び制御カムの内部に潤滑油路が形成され、この潤滑油路の出口部が、制御リンクの軸受面に摺接する制御カムの外周面に開口形成され、

この出口部は、最低圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線又はその近傍から外れて配置されていることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

【請求項8】 上記出口部は、最低圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線と直交する方向又はその近傍に配置されていることを特徴とする請求項7に記載の内燃機関の可変圧縮比機構。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、レシプロ式内燃機関に代表される内燃機関の複リンク式の可変圧縮比機構に関する。

【0002】

【従来の技術】従来例に係る複リンク式の内燃機関の可変圧縮比機構を図11に示す（論文：MTZ Motortechnische Zeitschrift 58（1997年発行）11，第706～711頁（独））。

【0003】この可変圧縮比機構は、ピストン1のピストンピン1aに一端が連結されるアッパーリンク2と、このアッパーリンク2とクランクシャフト3のクランクピンとに連結されるロアーリンク4と、クランクシャフト3と略平行に延びる制御軸5と、この制御軸5の偏心カム5aに一端が揺動可能に連結されるとともに、他端がアッパーリンク2の下端部に連結される制御リンク6と、を有している。そして、制御軸5が回転することにより、偏心カム5aを介して制御リンク6の揺動支点が変化し、これに伴ってピストンピン1aとクランクピンとの距離が変化して、圧縮比が変更されるようになっている。

【0004】また、高負荷域では、主にノッキングの発生を回避する目的で圧縮比が相対的に低く設定され、部分負荷域では、燃焼効率の向上を図るべく圧縮比が相対的に高く設定されている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】このような可変圧縮比機構では、ピストン燃焼荷重等に基づいて制御リンク6から偏心カム5aへ荷重が作用することにより、制御軸5を一方へ回転させようとするトルクが作用する。このトルクが過度に大きくなると、制御軸5を回転駆動したり所定の回転位置に保持するために必要な駆動力が増し、モータ等の駆動源のエネルギー消費率の低下や、この駆動源等の大型化を招いてしまう。また、大きなトルクに耐え得るように制御軸5を大径化する等の必要がある。

【0006】また、頻繁に行われる高負荷側への移行時には、圧縮比を低下させる方向へ制御軸を回転させることとなるが、この切換動作が迅速に行われないと、ノッキングを招く危険性があり、好ましくない。従って、特

に圧縮比を低下させる場合の制御軸の切換動作の迅速化が要求される。

【0007】本発明は、このような課題に着目してなされたものであり、ピストン燃焼荷重に基づいて制御軸に作用するトルクの最大値が過度に大きくなることを抑制することを一つの目的としている。

【0008】また、本発明の他の目的は、制御軸の低圧縮比側への切換応答性の向上を図ることにある。

【0009】

【課題を解決するための手段】本発明に係る内燃機関の可変圧縮比機構は、ピストンのピストンピンとクランクシャフトのクランクピンとを機械的に連携する複数のリンクと、クランクシャフトと略平行に延びる制御軸と、この制御軸に偏心して設けられた偏心カムと、上記複数のリンクの一つに一端が連結されるとともに、上記偏心カムに他端が連結された制御リンクと、低回転低負荷時には圧縮比が高くなり、高回転高負荷時には圧縮比が低くなるように、上記制御軸を所定の制御範囲内で回転駆動するとともに所定の回転位置に保持する駆動手段と、を有し、上記制御軸が一方向へ回転することにより圧縮比が連続的に低下又は増加するように設定されている。

【0010】ここで、ピストン燃焼荷重に基づいて制御軸に作用するトルクについて考察する。上記のピストン燃焼荷重がピストンへ作用すると、複数のリンクを介して制御リンクから偏心カムへ荷重が作用する。この荷重の方向は、制御リンクの一端と他端とを通る制御リンク中心線に沿う方向となるので、この荷重に対応するトルクの腕長さは、制御リンク中心線から制御軸の中心までの距離に相当する。つまりトルクの大きさは、ピストン燃焼荷重の大きさと、上記のトルク腕長さに応じて大きくなる。

【0011】ピストン燃焼荷重は、同じ圧縮比の設定状態であればピストン上死点近傍で最も大きくなり、また、機関負荷の増加にともなって大きくなる。ここで、この発明に係る可変圧縮比機構では、低回転低負荷時には圧縮比が高くなり、高回転高負荷時には圧縮比が低くなるように設定されており、言い換えると、圧縮比の低下に伴って機関負荷が増加し、ピストン燃焼荷重も大きくなる傾向にある。

【0012】そこで、請求項1に係る発明では、燃焼荷重が最も大きくなるピストン上死点近傍で、制御リンクの一端と他端とを通る制御リンク中心線から制御軸の中心（軸心）までの距離、つまりトルクの腕長さが、機関圧縮比の低下に伴って連続的に短くなる構成としている。

【0013】この請求項1に係る発明によれば、機関圧縮比の低下に伴って、ピストン上死点近傍におけるピストン燃焼荷重が大きくなる一方、トルクの腕長さに相当する制御リンク中心線から制御軸の中心までの距離が連続的に短くなる。このため、機関圧縮比の変更に伴うト

ルクの大きさの変動幅が小さくなり、トルクの最大値が効果的に抑制される。この結果、制御軸を駆動、保持するための駆動力（消費エネルギー）が抑制され、駆動手段を含めた機関の小型化や制御軸の小径化を図ることができる。

【0014】また、ノッキングの可能性が高い高負荷側への移行時には、圧縮比を低下させる方向へ制御軸を回転させることとなるが、この切換動作が迅速に行われないと、ノッキングを招く危険性があり、好ましくない。従って、特に圧縮比を低下させる場合の制御軸の切換動作の迅速化が要求される。

【0015】そこで請求項2に係る発明では、ピストン上死点近傍で、ピストン燃焼荷重に基づいて制御リンクから偏心カムへ作用する荷重の制御軸回りの回転方向成分が、制御軸の低圧縮比側への回転方向と同方向に設定されている。

【0016】この請求項2に係る発明によれば、ピストン燃焼荷重に基づいて制御軸へ作用するトルクの作用方向が、制御軸の低圧縮比側への回転方向となり、このトルクにより制御軸の低圧縮比側への回転動作がアシストされる形となるため、低圧縮比側への切換応答性が向上する。

【0017】より好ましくは請求項3に係る発明のように、最高圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線と、上記偏心カムの中心と制御軸の中心とを通る偏心方向線と、のなす角度が略90°となるように設定されている。

【0018】この場合、最高圧縮比の設定状態で、上記トルクの腕長さを最も長く確保することができ、この最高圧縮比状態からの低圧縮比側への切換動作の更なる迅速化を図ることができる。

【0019】請求項4に係る発明は、最低圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線から偏心カムの中心までの距離が略0となるように設定されている。

【0020】この場合、最低圧縮比の設定状態で、低圧縮比側へのトルクが略0となるため、この最低圧縮比から制御軸を高圧縮比側へ回転駆動するための駆動力や、制御軸を最低圧縮比の状態に保持するための保持力を最小限に抑制することができる。

【0021】請求項5に係る発明は、上記複数のリンクが、一端がピストンピンに連結されるアッパーリンクと、このアッパーリンクの他端が連結されるとともに、上記クランクピンに連結されるロアーリンクと、を有し、このロアーリンクに制御リンクを介して上記制御軸の一端が連結されていることを特徴としている。

【0022】この場合、複数のリンクが2つのみとなり、構成が簡素化されるとともに、制御リンクがロアーリンクに連結している関係で、この制御リンクや制御軸を、比較的スペースに余裕のある機関下方側へ配置する

ことができ、機関搭載性が向上する。

【0023】請求項6に係る発明は、上記駆動手段が、上記制御軸と直交する方向に沿って往復駆動される往復子を有し、この往復子の先端に設けられるピンが、上記制御軸の一端に設けられる径方向スリットに摺動可能に嵌合しており、最高圧縮比の状態、上記スリットの長手方向と往復子の往復方向とがほぼ直交することを特徴としている。

【0024】この請求項6に係る発明によれば、最高圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、ピストン燃焼荷重に基づいて制御軸から往復子へ作用する荷重の作用方向が往復子の往復方向とほぼ同方向となり、この荷重により往復子の低圧縮比側への切換応答性を更に向上することができる。

【0025】請求項7に係る発明は、上記制御軸及び制御カムの内部に潤滑油路が形成され、この潤滑油路の出口部が、制御リンクの軸受面に摺接する制御カムの外周面に開口形成され、この出口部は、最低圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線又はその近傍から外れて配置されていることを特徴としている。

【0026】請求項8に係る発明は、上記出口部は、最低圧縮比の状態でのピストン上死点近傍で、上記制御リンク中心線と直交する方向又はその近傍に配置されていることを特徴としている。

【0027】仮に出口部をリンク中心線の近傍に配置すると、制御リンクと偏心カムの間の軸受クリアランスの最大付近に潤滑油を供給してしまうことになり、供給された潤滑油の大半が軸受部分の幅方向へ流出してしまうか、あるいは最も軸受面圧が大きい領域に出口部が位置してしまうこととなり、実質的な軸受部分の受圧面積が縮小してしまう。

【0028】これに対し、請求項7、8に係る発明によれば、実質的な受圧面積の低下を招くことなく、潤滑油路の出口部から吐出される潤滑油により制御リンクと偏心カムとの軸受部分を良好に潤滑することができる。

【0029】

【発明の効果】本発明によれば、機関圧縮比の変更に伴って変動する制御軸へのトルクの変動幅が抑制される。このため、制御軸を駆動、保持するために必要な消費エネルギーが抑制され、その駆動手段を含めた機関の小型化や制御軸の小径化を図ることができる。

【0030】請求項2に係る発明によれば、ピストン燃焼荷重に基づいて制御軸に作用するトルクを利用して、制御軸の低圧縮比側への切換応答性を効果的に高めることができる。

【0031】

【発明の実施の形態】先ず、図1～5を参照して、本発明の第1実施例に係るレシプロ式内燃機関の可変圧縮比機構について説明する。なお、図1は、最高圧縮比の設

定状態におけるピストン上死点近傍の状態を示しており、図2は、最低圧縮比の設定状態におけるピストン上死点近傍の状態を示している。

【0032】シリンダブロック11には、各気筒毎に円筒状のシリンダ12が形成されるとともに、各シリンダ12の周囲にウォータージャケット13が形成されている。各シリンダ12内にはピストン14が昇降可能に配設されており、各ピストン14のピストンピン15と、クランクシャフト16のクランクピン17とは、複リンク式の可変圧縮比機構を介して機械的に連携されている。なお、18はカウンターウエイトである。

【0033】上記の可変圧縮比機構は、クランクピン17に相対回転可能に外嵌するロアーリンク21と、このロアーリンク21とピストンピン15とを連携するアッパーリンク22と、クランクシャフト16と平行に気筒列方向へ延びる制御軸23と、この制御軸23に偏心して設けられた偏心カム24と、この偏心カム24とロアーリンク21とを連携する制御リンク25と、制御軸23を所定の制御範囲内で回転駆動するとともに、所定の回転位置に保持する駆動手段としてのアクチュエータ30と、を備えている。

【0034】ロッド状をなすアッパーリンク22の上端部はピストンピン15に相対回転可能に連結されており、下端部は連結ピン26を介してロアーリンク21に相対回転可能に連結されている。制御リンク25の一端はロアーリンク21に連結ピン27を介して相対回転可能に連結されており、制御リンク25の他端は偏心カム24に相対回転可能に外嵌されている。

【0035】アクチュエータ30は、ケーシング31内に進退可能に配設される往復子(ピストン)32と、この往復子32の基端側の雄ねじ部33に螺合する円筒部34と、を有している。この円筒部34は、図外の制御部(エンジンコントロールユニット)からの制御信号に基づいて、モータ又は油圧ポンプ等の駆動源により軸回りに回転駆動される。往復子32は、制御軸23と直交する方向に沿って配設されており、自身の長手方向に沿って軸方向に往復移動する。この往復子32の先端にはピン35が設けられており、このピン35は、制御軸23の一端に設けられる制御プレート36に形成された径方向に延びるスリット37に摺動可能に嵌合している。

【0036】このような構成により、制御部により円筒部34が回転駆動されると、この円筒部34に螺合する往復子32が往復動する。これにより、ピン35のスリット37内での摺動動作を伴いながら、制御プレート36を介して制御軸23が所定の方向に回転する。つまり、このアクチュエータ30は、不用意に往復子32が往復移動することのないように、雄ねじ部33と円筒部34との螺合部分を介して往復子32の回転運動を往復子32の往復運動に変換する構成となっている。

【0037】このように機関運転状態に応じて制御軸2

3を回動することにより、偏心カム24に外嵌する制御リンク25の揺動支点が変化し、ロアーリンク21及びアップーリンク22の姿勢が変化して、ピストン14の上方に画成される燃焼室の圧縮比が可変制御される。

【0038】この実施例では、往復子32が前進して制御軸23が図1の時計方向 $\omega$ に回転すると、圧縮比が連続的に低下し、往復子32が後退して制御軸23が図1の反時計方向に回転すると、圧縮比が連続的に増加するように設定されている。

【0039】また、図3に示すように、高回転高負荷域では圧縮比 $\epsilon$ が低くなり、低回転低負荷域では圧縮比 $\epsilon$ が高くなるように設定されている。つまり、機関回転数や機関負荷の増加に伴って圧縮比 $\epsilon$ が連続的に低下するように制御される。

【0040】このような可変動弁機構では、ピストンピン15とクランクシャフト16とが2つのリンク22、21のみで連携されているため、例えばリンク部材を3つ以上用いるものに比して構成が簡素化される。また、ロアーリンク21に制御リンク25が連結されている等の関係で、この制御リンク25や制御軸23を、比較的空間に余裕のある機関下方側へ配置することができ、機関搭載性に優れている。

【0041】次に、本実施例の特徴的な構成及び作用効果について説明する。

【0042】図1及び図2に示すように、ピストン14に燃焼荷重F1が作用すると、アップーリンク22からロアーリンク21へ荷重F2が作用するとともに、ロアーリンク21から制御リンク25へ荷重Fが制御リンク25の一端と下端とを通るリンク中心線L1に沿って作用する。この荷重Fが制御リンク25から偏心カム24へ作用することにより、図5に示すように、制御軸23には回転方向のトルクTが作用する。

【0043】ここで、図5に示すように、制御軸23の中心23cから偏心カム24の中心24cまでの距離を偏心量H、制御軸23の中心23cと偏心カム24の中心24cとを通る偏心方向線をL2、この偏心方向線L2に直交する線L3とリンク中心線L1とのなす狭角を $\theta$ とすると、上記のトルクTは $F \cdot \cos \theta \times H$ となる。また、リンク中心線L1から制御軸23の中心23cまでの距離を $\Delta D$ とすると、この距離 $\Delta D$ は $H \cdot \cos \theta$ となる。つまり、距離 $\Delta D$ は、荷重Fに対応するトルクTの腕長さに相当し、荷重F（又は燃焼荷重F1）が同じであれば、距離 $\Delta D$ が長いほどトルクTが大きくなる。言い換えると、リンク中心線L1と偏心方向線L2とのなす狭角（ $90^\circ$ 以下の角度） $\alpha$ が大きくなるほど、トルクTが大きくなる。

【0044】そこで本実施例では、燃焼荷重F1が最も大きくなるピストン上死点又はその近傍で、図4の実線で示すように、機関圧縮比の増加に伴って上記の距離D（狭角 $\alpha$ ）が連続的に長く（大きく）なるように設定し

ている。

【0045】これにより、機関負荷や機関回転数の増加に伴って、ピストン上死点近傍におけるピストン最大燃焼荷重Fが増加する一方、この荷重Fに対応するトルクTの腕長さ $\Delta D$ が減少していくこととなり、圧縮比の変更に伴うトルクTの大きさの変動幅が抑制される。つまりトルクTの大きさが平準化される。この結果、制御軸23を回転駆動及び保持するためのアクチュエータ30からの駆動力を低減でき、ひいては機関の小型化、エネルギー消費率の向上、及び制御軸23の小径化等を図ることができる。

【0046】また本実施例では、燃焼荷重F1が最も大きくなるピストン上死点近傍において、制御リンク25から偏心カム24へ作用する荷重Fの制御軸回りの回転方向成分 $F\omega$ が、制御軸23の低圧縮比側への回転方向 $\omega$ （図5の時計回り方向）と同方向に設定されている。つまり、ピストン上死点近傍におけるトルクTの作用方向が、制御軸23の低圧縮比側への回転方向 $\omega$ と同方向に設定されている。

【0047】従って、ノッキングの危険性が高い高負荷側へ移行する際、つまり制御軸23を低圧縮比側へ回動させる場合に、上記のトルクTによって制御軸23の低圧縮比側への回転動作がアシストされる形となり、この低圧縮比側への切換応答性が一段と向上する。この結果、ノッキングの発生がより確実に防止され、燃焼安定性が向上する。

【0048】より具体的には、ピストン燃焼荷重F1が小さい低回転低負荷域等では切換応答性が遅くなる傾向にあるが、このような低回転低負荷域等では、図1に示すように、圧縮比が最高圧縮比に設定され、この設定状態では上記のトルク腕長さ $\Delta D$ が最も長くなるため、低圧縮比側へのトルクTを効果的に得ることができ、その切換レスポンスが向上する。

【0049】特に、最高圧縮比の状態におけるピストン上死点近傍で（図1参照）、トルク腕長さ $\Delta D$ が最大（ほぼ偏心量Hと等しい値）となり、狭角 $\alpha$ が最大すなわち約 $90^\circ$ となるように設定されていると、上記のトルクTを最も大きく得ることができ、このトルクにより低圧縮比側への切換応答性を有効に高めることができる。

【0050】これに対し、例えば図4の破線で示す比較例のように、所定の中圧縮比でトルク腕長さ $\Delta D$ が最大となるように設定されていると、高圧縮比の設定状態で腕長さ $\Delta D$ が中圧縮比の状態に比して短くなるため、この高圧縮比の設定状態から低圧縮比側への切換時に、十分な大きさのトルクTが得られない。

【0051】また、機関運転中に頻繁に行われる低回転低負荷域から中速中負荷域への移行時、つまり高圧縮比から所定の中圧縮比への切換時には、目的の中圧縮比にて速やかに制御軸23の回転を停止するために、アクチ

ュータ30より制御軸23に逆駆動力を発生させて、制御軸23の回転動作を制動する必要がある。このとき、本実施例によればトルク腕長さ $\Delta D$ が高圧縮比の状態に比して短縮化されるため、圧縮比を低下させる方向 $\omega$ のトルク $T$ が適宜に低減されることとなる。この結果、上記の逆駆動力が適宜に抑制される形となり、そのエネルギー消費率が向上する。

【0052】更に、制御リンク25から制御軸23へ入力する荷重 $F$ が最大となる高回転高負荷時等では、最低圧縮比の設定状態が用いられるが、この最低圧縮比の状態では、上記のトルク腕長さ $\Delta D$ が最も短くなる。この結果、制御軸23をトルク $T$ に抗して高圧縮比側へ駆動する駆動力や、制御軸23を最低圧縮比の設定状態に保持するための保持力が有効に抑制される。

【0053】理想的には、最低圧縮比の設定状態におけるピストン上死点近傍で（図2参照）、上記の距離 $\Delta D$ が略0となり、挟角 $\alpha$ が略0°となるように設定する。この場合、最低圧縮比におけるトルク $T$ が最小限に抑制され、アクチュエータ30の駆動力を最小限に抑制することができる。

【0054】図6は第2実施例を示しており、第1実施例と異なる部分についてのみ説明する。すなわち、この実施例では、最高圧縮比の設定状態において、スリット37の長手方向 $L4$ と、往復子32の往復直線方向 $L5$ とが略直交するように設定されている。

【0055】この設定により、最もノックの危険性が高まり、高→低圧縮比側への切換えレスポンスが最も要求される最高圧縮比の設定状態におけるピストン上死点近傍で、ピストン燃焼荷重に基づいて制御軸23から往復子32へ作用する荷重の作用方向が往復子32の往復方向（後退方向）とほぼ同方向となり、モータ等の駆動源から制御軸23へ至るまでの瞬間減速比を最も小さくすることができる。これにより、ピストン燃焼荷重 $F1$ による高→低圧縮比への切換えアシストを最大に利用することができる。往復子32の低圧縮比側への切換え応答性を更に向上することができる。

【0056】次に、図7～10を参照して、潤滑油路41の出口部43の配置について説明する。なお、図7、図8はそれぞれ本発明に係る第3、第4実施例を示しており、図9、図10はそれぞれ参考例を示している。

【0057】偏心カム24を含めた制御軸23の内部には、制御軸23の軸受部分等へ潤滑油を供給する潤滑油路40、41が形成されている。第1潤滑油路40は、制御軸23及び偏心カム24の内部を通して軸方向へ延びており、第2潤滑油路41は、この第1潤滑油路40と直交する方向に沿って偏心カム24の内部を直線状に延びている。

【0058】この第2潤滑油路41の入口部42は、第1潤滑油路40に開口形成されており、第2潤滑油路41の出口部43は、制御リンク25の軸受面25aに対

向、摺接する偏心カム24の外周面24aに開口形成されている。

【0059】仮に図9及び図10に示すように、最低圧縮比の設定状態でのピストン上死点近傍において、出口部43をリンク中心線 $L1$ の近傍に配置すると、以下のような問題を生じる。

【0060】つまり、図9に示すように出口部43をリンク中心線 $L1$ に沿って反制御軸側（図9の上側）に配置すると、制御リンク25と偏心カム24の間の軸受クリアランスの最大付近に潤滑油を供給してしまうことになり、供給された潤滑油の大半が軸受部分の幅方向へ流出してしまう。また、仮に図10に示すように出口部43をリンク中心線 $L1$ に沿って制御軸側（図10の下側）に配置すると、最も軸受面圧が大きい領域に出口部43が位置してしまい、実質的な軸受部分の受圧面積が縮小してしまうことになる。

【0061】そこで、図7、図8に示す実施例では、最低圧縮比の設定状態におけるピストン上死点近傍で、上記の出口部43が、偏心カム24の外周面24aの中でリンク中心線 $L1$ と交差する位置の近傍から外れて配置されている。より具体的には、リンク中心線 $L1$ と直交する線 $L6$ と交差する位置又はその近傍、つまりリンク中心線 $L1$ から最も離れて配置されている。

【0062】例えば図7に示す第3実施例のように、各偏心カム24に1つの第2潤滑油路41が形成されている場合、出口部43がリンク中心線 $L1$ の一侧に配置され、図8に示す第4実施例のように、各偏心カム24に2つの第2潤滑油路41が形成されている場合、出口部43がリンク中心線 $L1$ の両側にそれぞれ配置される。

【0063】これにより、実質的な受圧面積の低下を招くことなく、第2潤滑油路41の出口部43から吐出される潤滑油により制御リンク25と偏心カム24との軸受部分を良好に潤滑することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施例に係る内燃機関の可変圧縮比機構を示す最高圧縮比でのピストン上死点近傍における断面对応図。

【図2】第1実施例に係る可変圧縮比機構を示す最低圧縮比状態でのピストン上死点近傍における断面对応図。

【図3】機関回転数及び機関負荷に対する圧縮比の一設定例を示す特性図。

【図4】荷重 $F$ に対するトルク腕長さ $\Delta D$ 及び狭角 $\alpha$ の関係を示す特性図。

【図5】第1実施例の作用説明図。

【図6】本発明の第2実施例に係る内燃機関の可変圧縮比機構を示す最高圧縮比状態でのピストン上死点近傍における断面对応図。

【図7】本発明の第3実施例に係る可変圧縮比機構の要部を示す側面図（a）及び断面図（b）。

【図8】本発明の第4実施例に係る可変圧縮比機構の要

部を示す側面図 (a) 及び断面図 (b)。

【図9】参考例に係る可変圧縮比機構の要部を示す側面図 (a) 及び断面図 (b)。

【図10】同じく参考例に係る可変圧縮比機構の要部を示す側面図 (a) 及び断面図 (b)。

【図11】従来例に係る内燃機関の可変圧縮比機構を示す斜視図。

【符号の説明】

14…ピストン

15…ピストンピン

16…クランクシャフト

17…クランクピン

21…ローアリンク

22…アッパーリンク

23…制御軸

24…偏心カム

25…制御リンク

30…アクチュエータ (駆動手段)

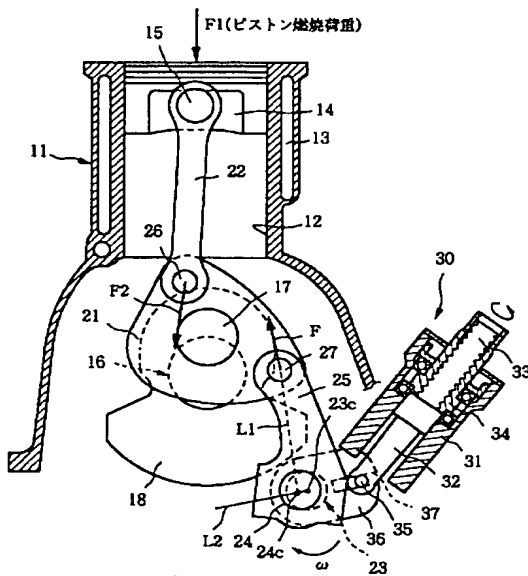
32…往復子

37…スリット

40, 41…潤滑油路

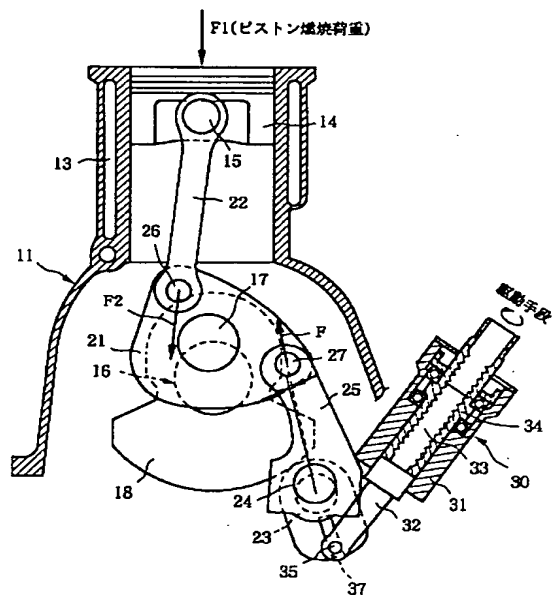
43…出口部

【図1】

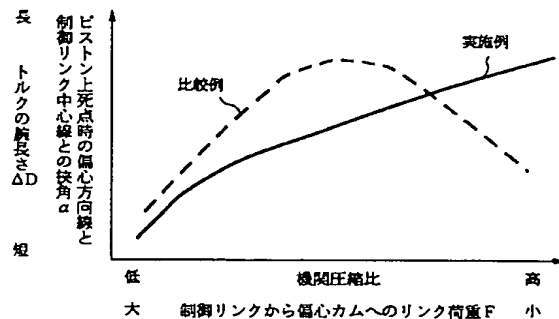


14…ピストン  
15…ピストンピン  
16…クランクシャフト  
17…クランクピン  
21…ローアリンク  
22…アッパーリンク  
23…制御軸  
24…偏心カム  
25…制御リンク  
30…アクチュエータ (駆動手段)  
32…往復子  
37…スリット

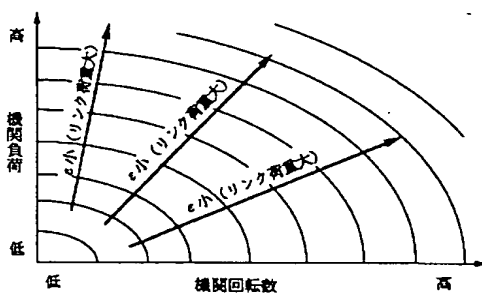
【図2】



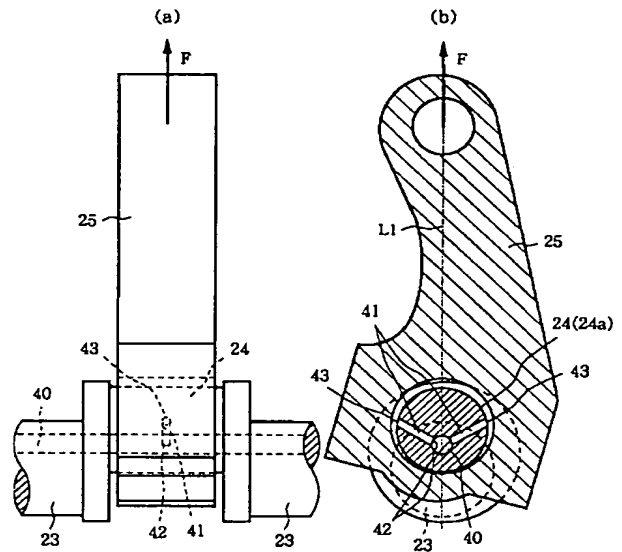
【図4】



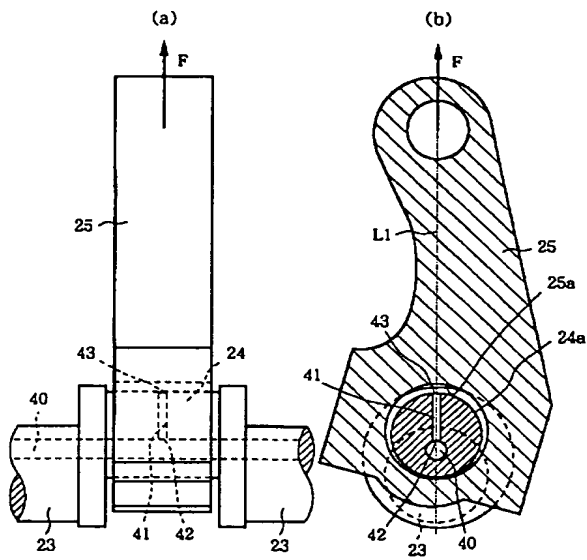
【図3】



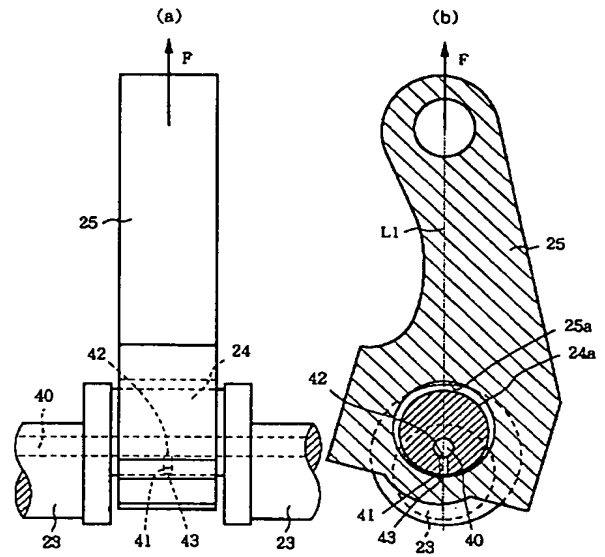




【図9】



【図10】



【図11】

